

АНАЛИЗ РАБОТЫ НАПОРНОГО ПНЕВМОКЛАПАНА ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКОГО АМОРТИЗАТОРА ПОНИЖЕННОЙ УДАРОВИБРОПРОВОДИМОСТИ

В. Б. Синильщиков¹,

С. А. Кунавич²✉, О. В. Андреев¹

¹БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова
г. Санкт-Петербург, Российская Федерация

²АО «НПП «Радар ммс»
г. Санкт-Петербург, Российская Федерация

В настоящей статье проводится анализ динамики амортизируемого объекта в зависимости от характерных размеров напорного пневмоклапана пневмогидравлического амортизатора пониженной ударовибропроводимости. Реакция рассматриваемого амортизатора создаётся как за счёт сжатия газа в пневматических полостях, так и за счёт перепада давления жидкости при её перетекании между гидравлическими полостями. Основной функцией напорного пневмоклапана является окончательное гашение колебаний при различных воздействиях. Дается оценка работоспособности схемы заполнения пневматических полостей напорного пневмоклапана в составе пневмогидравлического амортизатора пониженной ударовибропроводимости, предложенного в Балтийском государственном техническом университете «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова. В статье описана математическая модель пневмогидравлического амортизатора с напорным клапаном. Представлены результаты расчётов движения амортизируемого объекта, установленного на пневмогидравлический амортизатор, при заданных кинематических воздействиях на основание. Получены соотношения для характерных размеров пневмогидравлического амортизатора и напорного клапана, обеспечивающие быстрое затухание колебаний и возврат амортизируемого объекта в исходное положение равновесия. Результаты расчётов, представленные в настоящей статье, также позволят проверить применимость более простых математических моделей пневмогидравлического амортизатора, в которых не учитываются такие факторы, как инерция клапанов и сжимаемость жидкости.

Ключевые слова: пневмогидравлический амортизатор, напорный клапан, пневмоклапан.

Введение

Амортизирующие устройства, применяемые для гашения ударов при посадке и транспортировке в условиях стеснённых компоновок различных агрегатов ракетно-космической техники, должны обеспечивать неперевышение допустимых перегрузок при заданных ограничениях на ходах, быстрое затухание колебаний и возврат амортизируемого объекта в исходное положение, а также обладать высоким значением энергоёмкости. Максимальная работа амортизатора на заданном ходе обеспечивается при движении защищаемого объекта с максимально до-

пустимой перегрузкой [1], т.е. при характеристике, близкой к релейной. При этом необходимо избегать быстрого возрастания усилия амортизатора, так как это может вызвать интенсивные собственные колебания амортизируемого объекта. Рассматривается амортизируемая система, в которой при кинематическом воздействии на ускорение основания как твёрдого тела может накладываться интенсивная вибрация, что существенно ограничивает применение традиционных типов амортизаторов, в частности гидродемпферов [2–4].

Для достижения характеристики, близкой к релейной, разработаны различные типы амортизирующих устройств: эластомерные (арочные, сотовые) амортизаторы с потерей устойчивости [5, 6], а также различные типы амортизаторов, элементы которых

✉ kunavich.stanislav@yandex.ru

© Ассоциация «ТП «НИСС», 2024

работают в условиях предварительного поджатия к упору и включаются в работу при превышении определённого усилия [7].

В БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова была предложена оригинальная схема пневмогидравлических амортизаторов (ПГА) пониженной ударовибропроводимости, которая достигается за счет использования нормально открытых клапанов или закрытых клапанов с малой жесткостью поджатия [8]. Давление жидкости в рабочей камере (далее РК) создаётся за счет сжатия газа в пневматических полостях – аккумуляторах давления. В ПГА может быть несколько аккумуляторов давления – один основной (ОАД) и один-два дополнительных (ДАД) [8, 9]. ОАД работает на всём диапазоне давлений жидкости и перемещений поршня, как при сжатии амортизатора, так и при отбое. ДАД включаются в работу в определённом диапазоне давлений и служат для скачкообразного уменьшения жёсткости силовых характеристик амортизатора, т.е. для приближения статической характеристики к релейной.

Целью работы является исследование работоспособности схемы ПГА с напорным пневмоклапаном и влияния параметров напорного пневмоклапана ОАД на движение амортизируемого груза. Результаты расчётов, полученные в данной статье, также позволяют проверить применимость более простых математических моделей ПГА, в которых не учитывается инерция клапанов и сжимаемость жидкости.

Работе ПГА с ДАД посвящено исследование [9]. Так как в настоящей статье исследуется работа напорного клапана ОАД, основной функцией которого является окончательное гашение колебаний, происходящих без включения в работу ДАД, то для

упрощения математической модели рассматривается ПГА без ДАД.

1. Общие положения

Схема ПГА с обозначением основных его частей показана на рисунке 1. Газовая полость напорного клапана 7 соединена с газовой полостью основного аккумулятора давления 3 через дроссель малого сечения 9 и обратный клапан 8.

Напорный клапан 7 и обратный клапан 5 за счёт пружины сжатия с малым поджатием нормально закрыты. Гибкая разделительная мембрана 4 поддерживает равенство давлений газа и жидкости в ОАД 3. Таким образом, в равновесном состоянии давления во всех объемах системы равны.

Рассмотрим случай, когда воздействие начинается со сжатия ПГА. Движение поршня (его перемещение на рисунке 1 обозначено как s) вызывает повышение давления жидкости в РК 1. Клапан 11, который на этом этапе прижат к седлу только усилием поджатия пружины, открывается, и жидкость из РК 1, проходя через клапанный зазор, попадает в ОАД 3, сжимая газ в газовой полости. Повышенное давление газа действует на обратный клапан 8, открывая его, и через клапанный зазор газ поступает в полость 12, повышая давление в ней.

После того как поршень 2 начинает двигаться в сторону отбоя, давление жидкости в РК 1 начинает падать и становится ниже давления в ОАД 3. Это приводит к закрытию напорного клапана 11 и открытию обратного клапана 5. Через открывшийся обратный клапан 5 и дроссель 6 жидкость из ОАД начинает перетекать в РК. Давление газа в ОАД 3

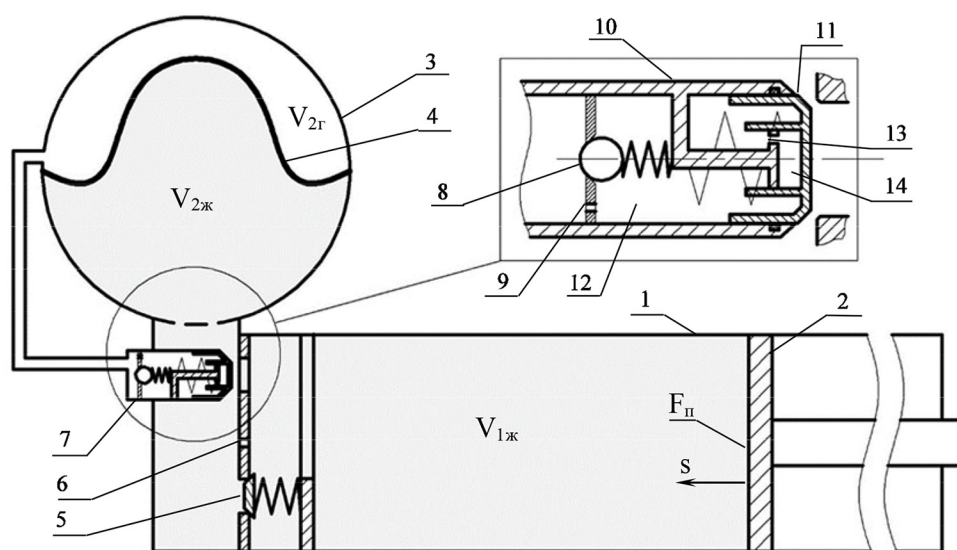


Рисунок 1. Схема ПГА: 1 – РК; 2 – шток с поршнем; 3 – ОАД; 4 – разделительная мембрана ОАД; 5 – обратный клапан ОАД; 6 – дроссель ОАД; 7 – напорный клапан; 8 – обратный клапан напорного клапана; 9 – дроссель малого сечения; 10 – неподвижный корпус напорного клапана; 11 – подвижная тарель напорного клапана; 12 – газовая полость; 13 – дроссель демпферной полости; 14 – демпферная полость

начинает падать и сравнивается с давлением газа в камере 12, после чего обратный клапан 8 закрывается. Так как площадь сечения дросселя 9 мала, то давление в полости 12 остаётся высоким и существенно превышает давление жидкости в РК 1.

После остановки поршня (в растянутом состоянии амортизатора) начинается новый цикл колебаний – амортизатор сжимается. Обратный клапан 5 закрывается. Для быстрого гашения колебаний за счёт перепада давления на дросселе 6 напорный клапан 7 должен оставаться закрытым до тех пор, пока давление существенно не превысит начальное. Также к концу колебаний давление газа в полости 12 напорного клапана должно понизиться до начального для готовности к последующему воздействию. Для достижения такого режима работы амортизатора дроссель 9 и газовая полость 12 напорного клапана должны иметь соответствующие размеры.

2. Математическая модель

В настоящей работе рассматривается одномассовая модель груза (амортизированного объекта), установленного на амортизаторе, имеющего одну степень свободы и рассматривающегося как точечная масса. Расчётная схема показана на рисунке 2а. Амортизатор жёстко закреплён на подвижном основании в вертикальном положении. Суммарную массу груза вместе со штоком и поршнем обозначим через m . Направление движения основания s_{y0} , груза s_y и направление действия ускорения свободного падения показаны на рисунке 2.

Для описания параметров жидкости и газа используется нульмерный подход: области, занимаемые жидкостью и газом, разбиваются на объёмы, в пределах каждого из которых параметры жидкости (газа) в каждый момент времени считаются постоянными по объёму. Выделяем два гидравлических объёма (РК 1 и гидравлическая

полость ОАД 3) и три газовых (газовая полость ОАД 3, газовая полость напорного клапана 12 и демпферная полость 14). Для расчета перетекания жидкости и газа из объёма в объём будем использовать соотношения для установившегося истечения через малое отверстие. Считаем, что и масса разделительной мембраны 4 мала в сравнении с массой жидкости, и, таким образом, давления газа и жидкости в ОАД 3 в каждый момент одинаковы. Принимаем, что трение между поршнем и корпусом ПГА отсутствует. Пренебрегаем трением и теплообменом жидкости и газа со стенками. Пренебрегаем инерцией обратных клапанов 5 и 8, считая, что в зависимости от перепада давления каждый из них либо закрыт, либо открыт на максимальное проходное сечение. При расчете гидродинамической силы, действующей на напорный клапан, считаем, что в каждый момент времени имеет место квазистационарное истечение жидкости через зазор и угол истечения постоянен. Для упрощения математической модели принимается, что плотность жидкости ρ постоянна, сжимаемость жидкости учитывается через дифференциальную зависимость давления от объёма. Погрешность, вносимая данным упрощением, является приемлемой для инженерных расчётов. Также не учитываются поршневой эффект [10] в гидравлических полостях, связанный с изменением объёмов камер при перемещениях тарелок клапанов, податливость стенок (за исключением разделительной мембраны) и наличие нерастворённого воздуха:

В начальный момент времени груз находится в положении статического равновесия – вес груза уравновешен статической реакцией амортизатора. Амортизатор имеет равные хода вверх и вниз из положения статического равновесия. Моделирование движения груза с учётом работы ПГА производится в программном модуле Matlab Simulink 2017b.

Сжатие амортизатора (смещение поршня относительно корпуса) будем обозначать через s (в положении равновесия $s=0$; при расширении $s<0$). Имеем

$$s = s_{y0} - s_y. \quad (1)$$

Ускорение груза a определяется выражением

$$a = \ddot{s} = F_{\Pi} \cdot (p_1 - p_{\text{атм}}) / m - g, \quad (2)$$

где F_{Π} – площадь поршня; m – масса груза; p_1 – давление жидкости в РК; $p_{\text{атм}}$ – атмосферное давление.

Уравнение изменения давления p_1 в РК 1 определяется по формуле [11]

$$\dot{p}_1 = \frac{1}{\beta} \cdot \frac{F_{\Pi} \cdot \dot{s} - q_{l1}}{V_{1ж}}, \quad (3)$$

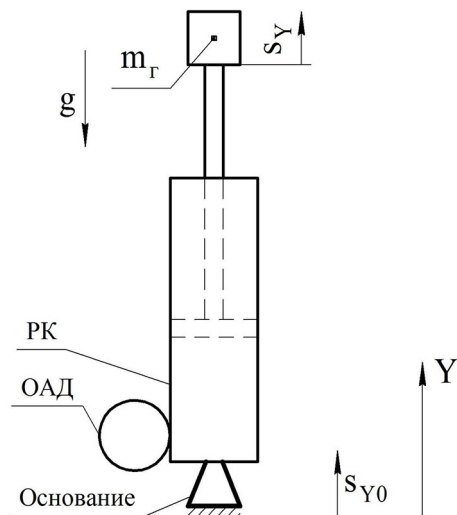


Рисунок 2. Расчётная схема: схема воздействия

где q_1 – объёмный расход из РК; β – коэффициент объёмного сжатия жидкости; $V_{1ж}$ – объём жидкости в РК.

Объёмный расход из РК в ОАД в общем случае определяется выражением

$$q_1 = q_{др} + q_{нк} + q_{ок}, \quad (4)$$

где $q_{др}$ – объёмный расход через дроссель; $q_{нк}$ – объёмный расход через напорный клапан; $q_{ок}$ – объёмный расход через обратный клапан.

Обозначим через Δp_{12} перепад давления жидкости между РК и ОАД,

$$\Delta p_{12} = p_1 - p_2, \quad (5)$$

где p_2 – давление жидкости в ОАД. Знак перепада давления Δp_{12} определяет направление течения жидкости в каждом сопротивлении, а также положение обратного клапана. Площадь проходного сечения $A_{ок}$ обратного клапана определяется выражением

$$A_{ок} = \begin{cases} 0, & \Delta p_{12} \geq 0 \\ (A_{ок})_{\max}, & \Delta p_{12} < 0 \end{cases}, \quad (6)$$

где $(A_{ок})_{\max}$ – максимальная площадь проходного сечения полностью открытого обратного клапана ОАД.

Объёмный расход в ОАД из РК определяется конфигурацией и размером проходного сечения каждого сопротивления, а также перепадом давления на сопротивлении. Величина объёмного расхода q_c через отдельное сопротивление выражается формулой [12]

$$q_c = C_c(Re) \cdot A_c \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{12}}{\rho}}, \quad (7)$$

где $C_c(Re)$ – коэффициент расхода через сопротивление, зависящий от числа Рейнольдса;

A_c – площадь проходного сечения сопротивления; ρ – плотность рабочей жидкости.

Полный объём ОАД – постоянный и равен сумме объёма жидкости и газа. Величины приращения объёма жидкости и газа в ОАД равны по модулю, но противоположны по знаку, так как увеличение объёма жидкости вызывает уменьшение объёма газа

$$dV_{1ж} = -dV_{1г}. \quad (8)$$

Сжимаемость газа существенно выше, чем у жидкости. Инерцией разделительной мембраны пренебрегаем. В связи с этим в аккумуляторе давления жидкость считаем несжимаемой, а её давление принимаем равным давлению газа

$$p_2 = p_{2г}. \quad (9)$$

Схема напорного клапана показана на рисунке 3. Реакцию, действующую со стороны жидкости на тарель клапана, условно разделим на статическую и гидродинамическую составляющие.

Площадь проходного сечения $A_{нк}$ напорного клапана определяется выражением

$$A_{нк} = \pi \cdot d_{нк} \cdot h_{нк}, \quad (10)$$

где $d_{нк}$ – диаметр отверстия в седле напорного клапана; $h_{нк}$ – высота подъёма тарели напорного клапана. Максимальная высота подъёма тарели напорного клапана ограничена значением, равным $0,25 \cdot d_{нк}$, согласно [13].

Статическая составляющая реакции $R_{ст}$ от давлений жидкости и газа, действующих на тарель напорного клапана, определяется выражением

$$R_{ст} = p_1 \cdot F_{нк} - p_{4г} \cdot F_{нк1} - p_{5г} \cdot F_{нк2}, \quad (11)$$

где $F_{нк}$, $F_{нк1}$ и $F_{нк2}$ – площади участков тарели напорного клапана, на которые действуют давле-

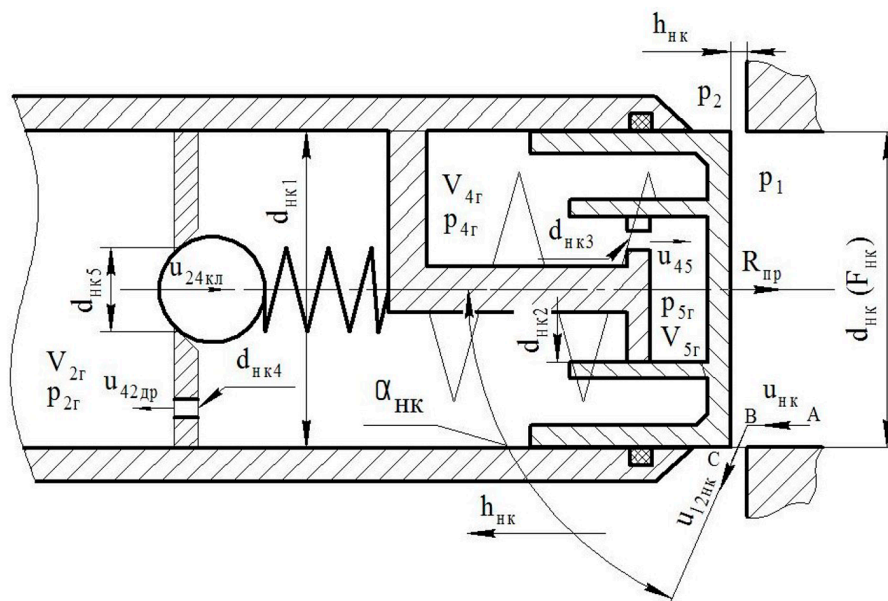


Рисунок 3. Схема напорного пневмоклапана

ние жидкости p_1 , давления в газовой $p_{4г}$ и демпферной $p_{5г}$ полостях соответственно.

Гидродинамическая сила $R_{гд}$, действующая на тарель напорного клапана, определяется из уравнения количества движения для контура АВС (см. рисунок 3)

$$R_{гд} = q_{нк} \cdot \rho \cdot \left(\frac{q_{нк}}{F_{нк}} - \frac{q_{нк}}{A_{нк} \cdot \sin \alpha_{нк}} \cdot \cos \alpha_{нк} \right), \quad (12)$$

где $\alpha_{нк}$ – угол истечения жидкости из кольцевого зазора, отсчитанный от оси клапана. В литературе [14] для клапанов с плоской поверхностью тарели и острыми кромками принимают значение угла $\alpha_{нк}$ равным 69° .

Усилие пружины напорного клапана определяется по формуле

$$R_{пр} = k_{пр} \cdot (x_0 + h_{нк}), \quad (13)$$

где x_0 – начальное поджатие пружины; $k_{пр}$ – жёсткость пружины.

Далее рассмотрим зависимости для определения параметров газа в амортизаторе. Плотность газа ρ_{ir} в газовых полостях определяется по формуле

$$\rho_{ir} = m_{ir} / V_{ir}, \quad (14)$$

где V_{ir} – объём газа в газовых полостях с учётом его изменения при перемещении клапанов и мембраны; m_{ir} – масса газа в газовых полостях.

Далее рассмотрим истечение газа между полостями через зазор или дросселирующее отверстие. Для определённости примем, что в полости с индексом «i» давление выше, чем в полости с индексом «j».

Критическое давление газа при перетекании через отверстие малого сечения определяется по формуле

$$p_{кр} = p_{ir} \cdot (2 / (k + 1))^{(k/(k-1))}, \quad (15)$$

где k – показатель адиабаты газа.

Давление в отверстии $p_{ijг}$ зависит от режима истечения газа и равняется максимальному из двух [15, 16]: давлению в полости за отверстием $p_{jг}$ (докритический режим) или критическому давлению $p_{кр}$ (критический режим)

$$p_{ijг} = \max(p_{кр}, p_{jг}). \quad (16)$$

Плотность $\rho_{ijг}$, скорость u_{ij} и расход G_{ij} газа при перетекании через отверстие малого сечения определяются по формулам

$$\rho_{ijг} = \rho_{ir} \cdot (p_{ijг} / p_{ir})^{(1/k)}; \quad (17)$$

$$u_{ij} = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot \frac{p_{ir}}{\rho_{ir}} \cdot \left(1 - \left(\frac{p_{ijг}}{p_{ir}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}; \quad (18)$$

$$G_{ij} = u_{ij} \cdot \rho_{ijг} \cdot A_{ij} \cdot C_{ij}, \quad (19)$$

где A_{ij} – площадь проходного сечения сопротивления между полостью с индексом «i» и полостью с индексом «j», C_{ij} – коэффициент расхода.

В соответствии с допущением обратный клапан 8 (см. рисунок 1) либо полностью открыт, либо закрыт. Положение обратного клапана 8 определяется знаком перепада давления $\Delta p_{24г}$. Площадь проходного сечения $A_{24кл}$ обратного клапана 8 определяется выражением

$$A_{24кл} = \begin{cases} 0, & \Delta p_{24г} \leq 0 \\ (A_{24кл})_{\max}, & \Delta p_{24г} > 0 \end{cases} \quad (20)$$

где $(A_{24кл})_{\max}$ – максимальная площадь проходного сечения обратного клапана 8, $\Delta p_{24г} = p_2 - p_4$, p_4 – давление в полости 12 напорного пневмоклапана.

Далее рассмотрим дифференциальные уравнения для газовых полостей (объёмов). Для определённости примем, что i – номер полости, для которой записываются уравнения, k – номер полости, в которой давление газа выше, чем в полости с индексом i , и из которой газ поступает в полость i , а j – номер полости, в которой давление газа ниже, чем в полости с индексом i , и в которую газ поступает из полости i . Изменение энергии в i -й газовой полости в общем случае определяется выражением

$$\dot{E}_{ir} = G_{ki} \cdot c_p \cdot T_{кг} - G_{ij} \cdot c_p \cdot T_{иг} + p_{ir} \cdot \dot{V}_{ir}, \quad (21)$$

где c_p – теплоёмкость газа при постоянном давлении; $\dot{V}_{ir}$ – скорость изменения объёма газа в рассматриваемой i -й полости.

Давление p_{ir} , температура T_{ir} и изменение массы газа $\dot{m}_{ir}$ в i -й газовой полости определяются выражениями

$$p_{ir} = \frac{E_{ir} \cdot (k-1)}{V_{ir}}; \quad (22)$$

$$T_{ir} = \frac{E_{ir}}{m_{ir} \cdot c_v}; \quad (23)$$

$$\dot{m}_{ir} = G_{ki} - G_{ij}, \quad (24)$$

где c_v – теплоёмкость газа при постоянном объёме.

Уравнение движения напорного клапана имеет вид

$$\ddot{h}_{нк} = (R_{гд} + R_{ст} + R_{пр} - \frac{\dot{h}_{нк}}{|\dot{h}_{нк}|} R_{тр}) / m_{нк}, \quad (25)$$

где $m_{нк}$ – масса напорного клапана; $R_{тр}$ – сила трения в уплотнении клапана.

Сила трения уплотнительного кольца круглого сечения зависит от величины сжатия кольца и давления жидкости, а величина каждой составляющей силы трения определяется по графикам, при-

ведённым в [17]. Анализируя указанные графики для упрощения математической модели, силу трения $R_{тр}$ в уплотнении клапана можно выразить формулой

$$R_{тр} = k \cdot \pi \cdot d_{нк}, \quad (26)$$

где k – коэффициент, учитывающий деформацию поджатия уплотнительных колец, твердость резины и начальное давление в амортизаторе. Можно принять $k_1=500$ Н/м.

При численном моделировании динамики напорного клапана учитывались его отскоки от седла и верхнего упора при полном закрытии и полном открытии. Считалось, что в результате соударения скорость клапана изменялась на противоположную, а ее модуль составлял k_v (коэффициент восстановления) от модуля скорости до соударения. Коэффициент восстановления принимался равным $k_v=0,56$.

3. Результаты расчётов

В настоящем разделе представлены результаты расчётов параметров движения груза на амортизаторе перемещения напорного клапана. Параметры ПГА, рабочей жидкости и газа, принимаемые в расчётах, приведены в таблице 1.

График зависимости кинематического воздействия (перемещения) основания от времени показан на рисунке 4. Рассматриваются два воздействия: полное с перемещением основания s_{max} и половинчатое с амплитудой $0,5 \cdot s_{max}$.

Временные зависимости перемещения груза относительно основания (штока относительно корпуса ПГА) при различных диаметрах дросселя 9 $d_{нк4}$ и объёмах газовой полости 12 V_{40} показаны

на рисунке 5, зависимости перемещения тарели напорного клапана – на рисунке 6.

Чем меньше дроссель 9 при фиксированном объёме газовой полости 12 напорного клапана 7, тем дольше последний остаётся закрытым после воздействия. При фиксированном диаметре дросселя 9 напорный клапан 7 тем дольше остаётся закрытым, чем больше объём газовой полости 12.

Как показывают расчёты, при рассматриваемых сочетаниях параметров для эффективно-го гашения колебаний дроссель 9 должен иметь диаметр $d_{нк4}=0,0125-0,02d_{нк}$ при объёме газовой полости 12 напорного клапана $V_{40}=0,02-0,03V_{20}$. При большем диаметре дросселя 9 напорный клапан 7 открывается при каждом повышении давления в РК 1. Колебания амортизируемого объекта при этом затухают дольше. При меньшем диаметре дросселя 9 часть газа, притёкшая из АД 3 в напорный клапан 7, запирается в газовой полости 12. В результате этого после затухания колебаний происходит медленный возврат амортизатором груза в исходное положение (из-за медленного истечения газа обратно из напорного клапана в ОАД). Большой объём газовой полости 12 также может привести к длительному запираанию там части газа из АД 3, а также влечёт за собой увеличенные габариты конструкции.

Таким образом, работа напорного клапана способствует значительному усилению гашения колебаний амортизируемого объекта при малых габаритных размерах в конструкции ПГА. Расчёты показывают, что напорный клапан способствует гашению колебаний как при воздействии с максимально допустимым перемещением основания, так и при воздействии меньшей интенсивности.

Таблица 1

Параметры ПГА и рабочих тел

Параметр	Значение
Диаметр обратного клапана, $d_{ок}$	$0,2d_{п}$
Диаметр напорного клапана, $d_{нк}$	$0,2d_{п}$
Диаметр дросселя 6, $d_{др}$	$0,05d_{п}$
Объём газа в ОАД в равновесном положении, $V_{20г}$	$3 \cdot F_{п} \cdot s_{max}$
Диаметр тарели напорного клапана 11, $d_{нк1}$	$d_{нк}$
Диаметр демпферной камеры 14, $d_{нк2}$	$0,5d_{нк}$
Диаметр дросселя 13, $d_{нк3}$	$0,025d_{нк}$
Начальный объём демпферной полости 14, V_{50}	$0,002V_{20г}$
Коэффициент расхода через дроссель $C_{др}$	0,62
Коэффициент расхода через клапан $C_{нк}$	0,75
Плотность рабочей жидкости ρ , кг/м ³	830
Коэффициент объёмного сжатия β , Па ⁻¹	$7 \cdot 10^{-10}$
Коэффициент кинематической вязкости ν , м ² /с	$2,1 \cdot 10^{-5}$
Показатель адиабаты газа, k	1,4

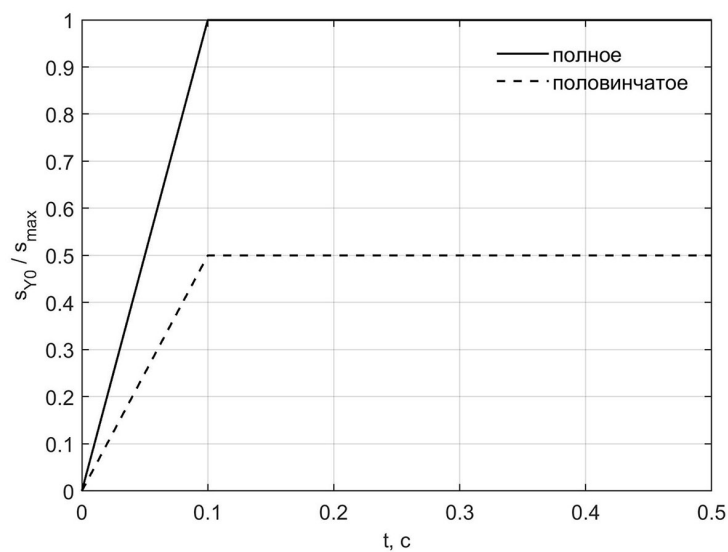
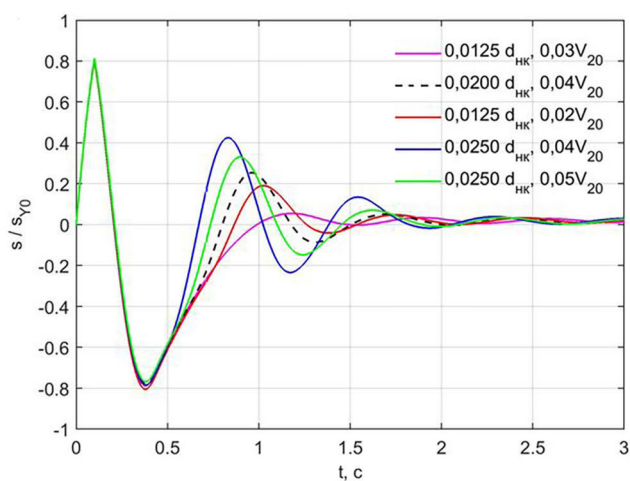
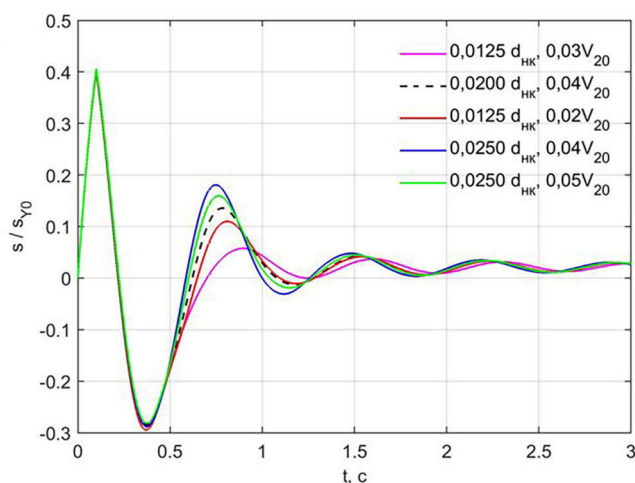


Рисунок 4. График перемещения основания



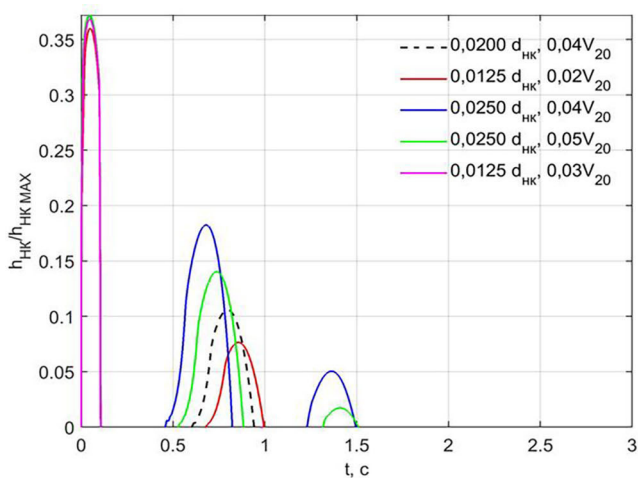
а)



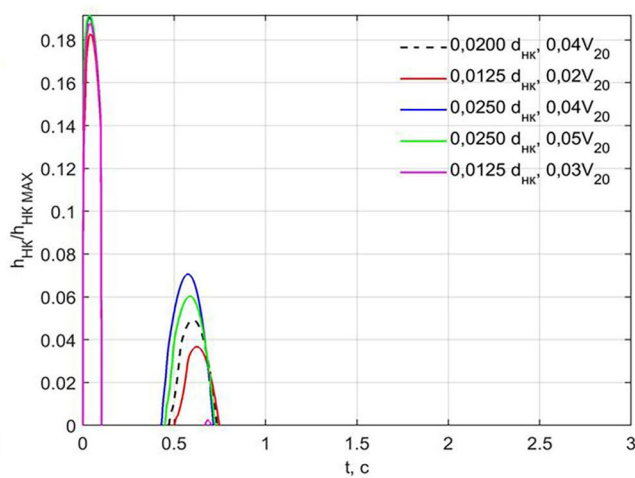
б)

Рисунок 5. Относительное перемещение груза при различных d_{HK} и V_{20} при воздействии:

а – полным; б – половинчатом



а)



б)

Рисунок 6. Перемещение тарелки напорного клапана при различных d_{HK} и V_{20} при воздействии:

а – полным; б – половинчатом

Заключение

Предложена математическая модель динамики пневмогидравлического амортизатора. По результатам серии тестовых расчётов отдельного пневмогидравлического амортизатора установлены относительные характерные размеры напорного клапана, обеспечивающие, с одной стороны, демпфирование колебаний, с другой – быстрый возврат амортизируемого объекта в исходное положение статического равновесия. Результаты расчётов

показывают, что для этого диаметр дросселя напорного клапана должен быть в диапазоне от 1,25 до 2 % от диаметра тарели напорного клапана при значениях ёмкости газовой полости напорного клапана от 2 до 3 % от объёма газа в аккумуляторе давления в равновесном положении.

Расчёты показали работоспособность схемы пневмогидравлического амортизатора, предложенной в БГТУ «ВОЕНМЕХ». При этом напорный клапан практически не увеличивает габариты амортизатора.

Список литературы

- [1] Суровцев Ю. А. Амортизация радиоэлектронной аппаратуры. М.: Книга по требованию, 2012. 178 с.
- [2] Синильщиков В. Б. Математические модели и методы расчета нестационарных гидродинамических процессов в гидродемпферах и гидроприводах // Вторые Уткинские чтения. Труды общероссийской научно-технической конференции. СПб, БГТУ «ВОЕНМЕХ им. Д. Ф. Устинова», 2005. С. 49–52.
- [3] Синильщиков В. Б. Расчет нестационарных волновых процессов в элементах гидравлических систем. Международная конференция «Пятое Окуневские чтения»: материалы докладов. Т. 1. БГТУ «ВОЕНМЕХ им. Д. Ф. Устинова», СПб., 2007. С. 135–144.
- [4] Зюзликов В. П., Круглов Ю. А., Синильщиков Б. Е., Синильщиков В. Б. Численные исследования автоколебаний клапанов в гидравлических устройствах // Третьи Уткинские чтения. Материалы общероссийской научно-технической конференции. Т. 1. СПб, БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова, 2007. С. 145–149.
- [5] Синильщиков В. Б., Мелихов К. В., Кунавич С. А. Анализ работы арочного эластомерного амортизатора при сложном нагружении. Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2021. № 12. С. 73–82, doi: 10.18698/0536–1044–2021–12–73–82.
- [6] Синильщиков В. Б., Кунавич С. А. Аналитическая модель арочного эластомерного амортизатора для применения в имитационном моделировании систем. Космические аппараты и технологии. 2022. Т. 6. № 3 (41). С. 163–171. DOI 10.26732/j.st.2022.3.02.
- [7] Круглов Ю. А. Ударовиброзащита машин, оборудования и аппаратуры / Ю. А. Круглов, Ю. А. Туманов. Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1986. 221 с.: ил.
- [8] Патент 2465495 Российская Федерация, МПК F16F 9/096 (2006.01), F16F 15/023 (2006.01). Амортизатор для систем ударозащиты: № 2011116362: заявл. 25.04.2011: опубл. 27.10.2012 / Зюзликов В. П., Круглов Ю. А., Синильщиков Б. Е., Синильщиков В. Б.; патентообладатель: БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова. 10 с.
- [9] Круглов Ю. А., Синильщиков Б. Е., Синильщиков В. Б. Амортизаторы для систем ударозащиты. Четвертые Уткинские чтения. Материалы научно-технической конференции. Т. 1. СПб.: БГТУ, 2009. С. 170–176.
- [10] Ситников Б. Т. Расчет и исследование предохранительных и переливных клапанов / Б. Т. Ситников, И. Б. Матвеев. М.: Машиностроение, 1972. 129 с.
- [11] Моргунов К. П. Гидравлика: учебник / К. П. Моргунов. СПб.: Лань, 2014. 288 с.: ил.
- [12] Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М. О. Штейнберга. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.: ил.
- [13] Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и др. 4-е изд., стереотипное, перепечатка со второго издания 1982 г. М: Издательский дом «Альянс», 2010. 423 с.: ил.
- [14] Штеренлихт Д. В. Гидравлика: учебник / Д. В. Штеренлихт. 5-е изд., стер. СПб.: Издательство «Лань», 2015. 656 с.: ил.
- [15] Системы катапультирования ракет / Ю. А. Круглов [и др.]; Балт. гос. техн. ун-т. СПб., 2010. 184 с.
- [16] Марон В. И. Гидравлика двухфазных потоков в трубопроводах: учеб. пособие / В. И. Марон. СПб.: Издательство «Лань», 2012. 256 с.
- [17] Башта Т. М. Расчёты и конструкции самолётных гидравлических устройств / Т. М. Башта. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Оборонгиз, 1961. 475 с.

ANALYSIS OF THE OPERATION OF THE PRESSURE PNEUMATIC VALVE OF THE PNEUMOHYDRAULIC SHOCK ABSORBER

V.B. Sinilshchikov¹, S.A. Kunavich², O.V. Andreev¹

¹BSTU "VOENMEH" D.F. Ustinov
St. Petersburg, The Russian Federation

²JSC «NPP «Radar mms»
St. Petersburg, The Russian Federation

This article analyzes the dynamics of a damped object depending on the characteristic dimensions of the pressure valve of a pneumohydraulic shock absorber with reduced shock and vibration conductivity. The reaction of the shock absorber in question is created both by compressing the gas in the pneumatic cavities and by the pressure drop of the liquid when it flows between the hydraulic cavities. The main function of the pressure pneumatic valve is the final damping of vibrations under various influences. An assessment is given of the operability of the filling scheme of the pneumatic cavities of the pressure pneumatic valve as part of a pneumohydraulic shock absorber of reduced shock and vibration conductivity, proposed at the Baltic State Technical University "VOENMEH" D.F. Ustinov. The article describes a mathematical model of a pneumohydraulic shock absorber with a pressure valve. The results of calculations of the motion of a damped object mounted on a pneumohydraulic shock absorber with specified kinematic effects on the base are presented. The relations for the characteristic dimensions of the pneumatic hydraulic shock absorber and the pressure valve are obtained, ensuring rapid attenuation of vibrations and the return of the damped object to the initial equilibrium position. The calculation results presented in this article will also allow us to verify the applicability of simpler mathematical models of a pneumohydraulic shock absorber, which do not take into account factors such as inertia of the valves and compressibility of the liquid.

Keywords: pneumohydraulic shock absorber, pressure valve, pneumatic valve.

References

- [1] Surovtsev Yu.A. Shock absorption of electronic equipment. M.: Book on demand, 2012. 178 p.
- [2] Sinilshchikov V.B. Mathematical models and methods for calculating unsteady hydrodynamic processes in hydro dampers and hydraulic drives // Second Utkin readings. Proceedings of the All-Russian Scientific and Technical Conference. St. Petersburg, BSTU "VOENMEH" D.F. Ustinov 2005. pp. 49–52.
- [3] Sinilshchikov V.B. Calculation of non-stationary wave processes in elements of hydraulic systems. International Conference "The Fifth Okunev Readings": materials of the reports. Vol. 1. St. Petersburg, BSTU "VOENMEH" D.F. Ustinov, 2007. pp. 135–144.
- [4] Zyuzlikov V.P., Kruglov Yu.A., Sinilshchikov B.E., Sinilshchikov V.B. Numerical studies of self-oscillation of valves in hydraulic devices // Third Utkin readings. Materials of the All-Russian scientific and technical conference. Vol. 1 / St. Petersburg, BSTU "VOENMEH" D.F. Ustinov, 2007. pp. 145–149.
- [5] Sinilshchikov V.B., Melikov K. V., Kunavich S.A. Analysis of the operation of an arched elastomeric shock absorber under complex loading. News of higher educational institutions. Mechanical Engineering, 2021, No. 12, pp. 73–82, doi: 10.18698/0536–1044–2021–12–73–82.
- [6] Sinilshchikov V.B., Kunavich S.A. An analytical model of an arched elastomeric shock absorber for application in the simulation of systems. Spacecraft and technologies. 2022. Vol. 6. No. 3 (41). pp. 163–171. DOI 10.26732/jst.2022.3.02.
- [7] Kruglov Yu.A. Shock and vibration protection of machinery, equipment and instrumentation/ Yu.A. Kruglov, Yu.A. Tumanov – L.: Mechanical engineering. Leningrad branch, 1986 221 p.: ill.
- [8] Patent 2465495 Russian Federation, IPC F16F 9/09/6 (2006.01), F16F 15/023 (2006.01). Shock absorber for shock protection systems: No.2011116362: application 25.04.2011: publ. 27.10.2012/ Zyuzlikov V.P., Kruglov Yu.A., Sinilshchikov B. E., Sinilshchikov V.B.; patent holder: BSTU "VOENMEH" D.F. Ustinov. 10 p.
- [9] Kruglov Yu.A., Sinilshchikov B. E., Sinilshchikov V.B. Shock absorbers for shock protection systems. The fourth Utkin readings: Materials of the scientific and technical conference. Vol. 1. St. Petersburg: BSTU, 2009, pp. 170–176.

- [10] Sitnikov B. T. Calculation and research of safety and overflow valves / B. T. Sitnikov, I. B. Matveev. M.: Mechanical engineering, 1972. 129 p.
- [11] Morgunov K. P. Hydraulics: Textbook / K. P. Morgunov. St. Petersburg: "Lan", 2014. 288 p.: ill.
- [12] Idelchik I. E. Handbook of hydraulic resistance / Edited by M. O. Steinberg. 3rd ed., reprint. and additional. M.: Mechanical engineering, 1992 – 672 p.: ill.
- [13] Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives: Textbook for engineering universities / T. M. Bashta, S. S. Rudnev, B. B. Nekrasov, etc. 4th ed., stereotypical, reprint from the second edition of 1982. M: Publishing House Alliance, 2010. 423 p.: ill.
- [14] Shterenlicht D. V. Hydraulics: Textbook / D. V. Shterenlicht. 5th ed., ster. St. Petersburg: Publishing house "Lan", 2015. 656 p.: ill.
- [15] Missile ejection systems / Yu. A. Kruglov [et al.]; Baltic State Technical University. St. Petersburg, 2010. 184 p.
- [16] Maron V. I. Hydraulics of two-phase flows in pipelines: A textbook / V. I. Maron. St. Petersburg: Publishing house "Lan", 2012. 256 p.
- [17] Bashta T. M. Calculations and designs of aircraft hydraulic devices / T. M. Bashta. 3rd ed., reprint. and additionalю M.: Oborongiz, 1961. 475 p.

Сведения об авторах

Синильщиков Валерий Борисович – кандидат технических наук, доцент кафедры стартовых и технических комплексов ракет и космических аппаратов БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова. Окончил БГТУ им. Д.Ф. Устинова в 1993 году. Область научных интересов: газодинамика старта, динамика стартовых комплексов, проектирование стартовых комплексов, системы амортизации, имитационное моделирование.

Кунавич Станислав Андреевич – инженер-конструктор 2-й категории АО «НПП «Радар ммс». Окончил БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова в 2019 году. Область научных интересов: системы амортизации.

Андреев Олег Викторович – кандидат технических наук, доцент кафедры стартовых и технических комплексов ракет и космических аппаратов БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова. Окончил БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова в 2005 году. Область научных интересов: механика жидкости и газа, динамика конструкций.